

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES  
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum  
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum  
15. Juli 2004 (15.07.2004)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer  
**WO 2004/058523 A1**

(51) Internationale Patentklassifikation<sup>7</sup>: **B60G 17/08,**  
17/015

**STREITER, Ralph** [DE/DE]; Rosenbergstrasse 81, 70193  
Stuttgart (DE).

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2003/014307

(74) Anwälte: **WIED, Armin** usw.; DaimlerChrysler AG,  
Intellectual Property Management, IPM-C106, 70546  
Stuttgart (DE).

(22) Internationales Anmeldedatum:  
16. Dezember 2003 (16.12.2003)

(81) Bestimmungsstaaten (*national*): JP, US.

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(84) Bestimmungsstaaten (*regional*): europäisches Patent (AT,  
BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR,  
HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR).

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:  
102 60 788.5 23. Dezember 2002 (23.12.2002) DE

Veröffentlicht:  
— mit internationalem Recherchenbericht  
— vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche geltenden  
Frist; Veröffentlichung wird wiederholt, falls Änderungen  
eintreffen

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von  
US): **DAIMLERCHRYSLER AG** [DE/DE]; Eppelstrasse  
225, 70567 Stuttgart (DE).

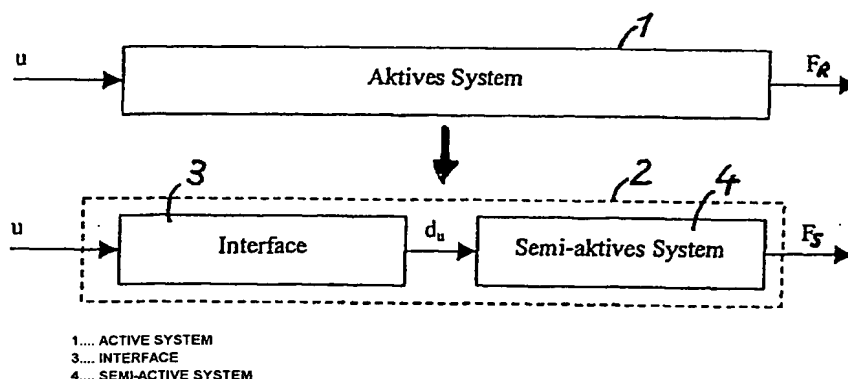
Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Ab-  
kürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Co-  
des and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der  
PCT-Gazette verwiesen.

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **SCHWEICKHARDT,**  
Tobias [DE/DE]; Zeppelinstrasse 89, 70193 Stuttgart (DE).

(54) Title: REGULATABLE SPRING-AND-DAMPER SYSTEM IN A VEHICLE

(54) Bezeichnung: EINSTELLBARES FEDER-DÄMPFER-SYSTEM IN EINEM FAHRZEUG



(57) Abstract: The invention relates to a regulatable spring-and-damper system in a vehicle, said system comprising a passive spring element (5) and a damping element (9) which is mounted in parallel and has a damping characteristic that can be regulated in a variable manner and is determined by comparison with a reference system (1) that can be actively regulated.

(57) Zusammenfassung: Ein einstellbares Feder-Dämpfer-System in einem Fahrzeug umfasst ein passives Federelement (5) und ein parallel geschaltetes Dämpfungselement (9), das mit veränderlich einstellbarer Dämpfungscharakteristik ausgeführt ist, welche durch einen Vergleich mit einem aktiv einstellbaren Referenzsystem (1) ermittelt wird.

BEST AVAILABLE COPY

WO 2004/058523 A1

### Einstellbares Feder-Dämpfer-System in einem Fahrzeug

Die Erfindung bezieht sich auf ein einstellbares Feder-Dämpfer-System in einem Fahrzeug nach dem Oberbegriff des Anspruches 1 oder 9.

In der Druckschrift DE 199 61 715 A1 wird ein Feder-Dämpfer-System beschrieben, welches als Federbein zwischen dem Rad und dem Fahrzeugaufbau eines Fahrzeuges eingesetzt und als hydropneumatisches System mit einem hydraulisch gefüllten Verdränger, einem Hydrospeicher und zwei den Verdränger mit dem Hydrospeicher verbindenden Leitungen ausgeführt ist. In einer der Leitungen ist ein einstellbares Drosselventil angeordnet, die andere Leitung ist von einer magnetfelderzeugenden Einrichtung umgriffen. Das gesamte System ist mit einer magnetorheologischen Flüssigkeit befüllt, deren Fließeigenschaften durch Aufbringen eines Magnetfeldes in einer der verbindenden Leitungen verändert werden kann. Auf diese Weise kann in der von der magnetfelderzeugenden Einrichtung umgriffenen Leitung eine veränderliche Dämpfungskraft eingestellt werden, wohingegen in der parallel verlaufenden Leitung mit der Drosseleinrichtung eine konstante Dämpfungskraft erzeugt wird. Über den Hydrospeicher, welcher ein von dem Hydraulikmedium separiertes, kompressibles Gasvolumen aufweist, kann in dem System eine Federkraft eingestellt werden.

Eine zusätzliche Einstellmöglichkeit bietet die Zufuhr bzw. Ableitung von Hydraulikmedium über die Drosseleinrichtung. Der zuzuführende bzw. abzuleitende Volumenstrom des Hydraulikmediums stellt eine Stellgröße dar, über die ein aktiv ge-

regeltes System realisierbar ist. Allerdings erfordert die Zufuhr von Hydraulikfluid einen erheblichen Energieaufwand.

Der Erfindung liegt das Problem zugrunde, ein einstellbares Feder-Dämpfer-System zu schaffen, welches im Wesentlichen vergleichbare Eigenschaften wie ein aktives System aufweist, jedoch nur einen geringen Energieaufwand benötigt.

Dieses Problem wird erfindungsgemäß mit den Merkmalen des Anspruches 1 oder 9 gelöst. Die Unteransprüche geben zweckmäßige Weiterbildungen an.

Das erfindungsgemäße, einstellbare Feder-Dämpfer-System in einem Fahrzeug umfasst ein passives Federelement und ein parallel geschaltetes Dämpfungselement, das mit veränderlich einstellbarer Dämpfungscharakteristik ausgeführt ist, welche durch einen Vergleich mit einem aktiv einstellbaren Referenzsystem ermittelt wird. Das Feder-Dämpfer-System stellt ein semiaktives Ersatzsystem dar, welches anstelle des aktiven Referenzsystems verwendet wird und im Wesentlichen die gleichen positiven Eigenschaften wie das Referenzsystem besitzt, jedoch erheblich weniger Energie benötigt.

Das erfindungsgemäße Feder-Dämpfer-System besteht aus einem Softwareteil und einem Hardwareteil, wobei das Softwareteil ein Interface zwischen einem Regler zur Regelung beispielsweise eines Fahrwerks und dem Hardwareteil darstellt. Die Dämpfungscharakteristik des einstellbaren Dämpfungselements kann im laufenden Betrieb kontinuierlich an die aktuelle Situation angepasst werden. Über die Veränderung der Dämpfungscharakteristik kann eine an dem Feder-Dämpfer-System wirkende Gesamtkraft erzeugt werden, welche sich aus einem passiven Anteil - ohne Steuerung bzw. Regelung - und einem aktiven Anteil zusammensetzt. Der aktuelle Wert der Dämpfungscharakteristik hängt hierbei von einer Stellgröße ab, die das im ä-

quivalenten, aktiven Referenzsystem verbaute Stellglied beaufschlagen würde. Da diese Stellgröße bei dem erfindungsgemäßen Feder-Dämpfer-System lediglich als Rechengröße in die Einstellung des Dämpfungselementes einfließt, jedoch nicht physikalisch in dem Feder-Dämpfer-System umgesetzt zu werden braucht, ergeben sich signifikante Energie- und auch Konstruktionsvorteile, da kein Energieaufwand für die Zufuhr und Ableitung des der Stellgröße entsprechenden Mediums und demzufolge auch keine hierfür erforderliche konstruktive Einrichtung vorgesehen sein muss. Es genügt vielmehr, das Dämpfungselement des erfindungsgemäßen Systems in der Weise zu beeinflussen, dass die Dämpfungscharakteristik verändert wird. Die Gesetzmäßigkeit, gemäß der die Dämpfungscharakteristik einzustellen ist, ergibt sich aus einem Vergleich des mathematischen Verhaltens des aktiven Referenzsystems mit demjenigen des semiaktiven Systems.

Da das erfindungsgemäße Feder-Dämpfer-System ein äquivalentes Verhalten zu dem aktiven Referenzsystem aufweist, welches ersetzt werden soll, können vorhandene Regelstrategien und -ansätze unmittelbar auf das erfindungsgemäße System übertragen werden. Es ist nicht zwingend erforderlich, neue bzw. angepasste Regelstrategien zu entwickeln. In Verbindung mit dem Interface besitzt das semiaktive System die gleiche oder zumindest annähernd gleiche Funktionalität wie das korrespondierende aktive System.

Das erfindungsgemäße Feder-Dämpfer-System umfasst lediglich ein passives Federelement und ein hierzu parallel geschaltetes Dämpfungselement mit veränderlich einstellbarer Dämpfungscharakteristik, ungeachtet des Aufbaus des zu ersetzenden, aktiven Feder-Dämpfer-Systems. Es kommen sowohl mechanische als auch hydraulische, pneumatische oder Mischsysteme sowohl aufseiten des aktiven, zu ersetzenden Systems als auch aufseiten des tatsächlich eingesetzten, semiaktiven Feder-

Dämpfer-Systems in Betracht. Der Grad der Komplexität des aktiven, zu ersetzenden Systems spielt hierbei keine Rolle; ein unterschiedliches Verhalten aufseiten des aktiven Systems wird über das Interface und die dort berechnete Funktion für die Dämpfungscharakteristik berücksichtigt, so dass das semiaktive Feder-Dämpfer-System immer den gleichen Aufbau aufweisen kann.

Als semiaktives Feder-Dämpfer-System wird vorteilhaft ein hydropneumatisches System mit einem Verdränger und einem hydropneumatischen Federspeicher als Federelement verwendet, wobei der Hydraulikdämpfer mit der Hydraulikseite des Federspeichers über eine Verbindungsleitung kommuniziert, in der eine einstellbare Drossel angeordnet ist. Durch Veränderung des Drosselquerschnittes kann die Dämpfungsgröße verändert werden.

Um zu vermeiden, dass niederfrequente bzw. quasistationäre Anteile in die Berechnung der Dämpfungscharakteristik einfließen, kann das die Stellgröße repräsentierende Signal einer Hochpassfilterung unterzogen werden, bei der Frequenzen im Signal oberhalb einer vorgebbaren Eckfrequenz eliminiert werden.

In allgemeiner Form sei nochmals der erfindungswesentliche Gedanke dargestellt: Das erfindungsgemäße, einstellbare Feder-Dämpfer-System in einem Fahrzeug umfasst ein Federelement und ein dazu parallel geschaltetes Dämpfungselement, wobei eines der Elemente verstellbar ausgeführt ist. Zur Realisierung eines semiaktiven Systems ist das Federelement passiv und das Dämpfungselement mit veränderlich einstellbarer Dämpfungscharakteristik ausgeführt. Das semiaktive System ist gemäß eines in Abhängigkeit einer die Federkonstante des passiven Federelements beschreibenden Größe und/oder einer veränderlich einstellbaren Dämpfungsgröße beschreibenden Größe

und/oder einer eine Zustandsgröße des Systems beschreibenden Größe und/oder einer die zeitliche Ableitung der Zustandsgröße beschreibenden Größe darstellbaren Kraftverlaufs beschreibbar. Das Dämpfungselement wird in der Weise eingestellt, dass die Dämpfungsgröße zumindest näherungsweise einer in Abhängigkeit der die Federkonstante des passiven Federelements beschreibenden Größe und/oder einer Stellgröße und/oder einer die zeitliche Ableitung der Stellgröße beschreibenden Größe und/oder der die Zustandsgröße des Systems beschreibenden Größe und/oder der die zeitliche Ableitung der Zustandsgröße beschreibenden Größe darstellbaren Beziehung folgt. Dieser Beziehung liegt hierbei eine Funktion zugrunde, die aus einem aktiv einstellbaren Referenzsystem mit verstellbarem Stellglied bekannt ist. Der Kraftverlauf des Referenzsystems ist gemäß einer in Abhängigkeit der Stellgröße und/oder der die zeitliche Ableitung der Stellgröße beschreibenden Größe und/oder der die Zustandsgröße des Systems beschreibenden Größe und/oder der die zeitliche Ableitung der Zustandsgröße beschreibenden Größe darstellbaren Beziehung beschreibbar, wobei die Stellgröße und/oder die die zeitliche Ableitung der Stellgröße beschreibende Größe des verstellbaren Stellglieds gemäß einem hinterlegten mathematischen Zusammenhang in einer Regel- und Steuereinheit ermittelbar ist. Das Feder-Dämpfer-System stellt ein semiaktives Ersatzsystem dar, welches anstelle des aktiven Referenzsystems verwendet wird und im Wesentlichen die gleichen positiven Eigenschaften wie das Referenzsystem besitzt, jedoch erheblich weniger Energie benötigt.

Weitere Vorteile und zweckmäßige Ausführungen sind den weiteren Ansprüchen, der Figurenbeschreibung und den Zeichnungen zu entnehmen. Es zeigen:

Fig. 1 eine Prinzipdarstellung eines aktiven Referenzsystems in einem Fahrzeug sowie eines Ersatzsystems,

welches anstelle des aktiven Systems eingesetzt werden kann und ein Interface sowie ein semiaktives Feder-Dämpfer-System umfasst,

- Fig. 2 Darstellungen eines aktiven Referenzsystems und eines semiaktiven Feder-Dämpfer-Systems, wobei bei dem aktiven Referenzsystem ein Federelement und ein Stellelement in Reihe geschaltet sind und ein Dämpfungselement parallel sowohl zum Feder- als auch zum Stellelement geschaltet ist, wohingegen das semiaktive System aus einem passiven Federelement und einem hierzu parallel geschalteten, einstellbaren Dämpfungselement besteht,
- Fig. 3 eine Fig. 2 entsprechende Darstellung, wobei das aktive Referenzsystem aus einem passiven Federelement und einem hierzu parallel geschalteten, passiven Dämpfungselement und einem mit beiden Elementen in Reihe geschalteten, aktiven Stellelement besteht,
- Fig. 4 eine als hydropneumatisches Federbein ausgeführte Realisierung für ein Fig. 3 entsprechendes aktives bzw. semiaktives System,
- Fig. 5 ein weiteres Ausführungsbeispiel für ein aktives und ein semiaktives Feder-Dämpfer-System, wobei ein aktives Subsystem durch ein semiaktives Subsystem ersetzt wird.

In Fig. 1 sind zwei Feder-Dämpfer-Systeme dargestellt: Zum einen ein aktives Feder-Dämpfer-System, welches als Referenzsystem 1 bezeichnet ist und in welchem in Abhängigkeit von Zustandsgrößen und Stellgrößen des Systems mittels einer hinterlegten Regelstrategie eine aktive, geregelte Einstellung

durchführbar ist, sowie ein Ersatzsystem 2, welches ein Interface 3 sowie ein semiaktives Feder-Dämpfer-System 4 umfasst. Das Ersatzsystem 2 soll das aktive Referenzsystem 1 ersetzen, wobei die physikalischen bzw. mathematischen Eigenschaften des Referenzsystems 1 im Wesentlichen auch in dem semiaktiven Ersatzsystem 2 realisiert werden sollen. Das Ersatzsystem 2 soll außerdem mit den gleichen Regelstrategien wie das Referenzsystem 1 ansteuerbar sein.

Die Umsetzung einer zuzuführenden Stellgröße  $u$ , über die das aktive Referenzsystem 1 regelbar ist, in das Ersatzsystem 2 wird über das Interface 3 durchgeführt, in welcher die Signale der Stellgröße  $u$  in eine veränderliche Dämpfungsgröße  $d_u$  umgerechnet werden, welche in dem semiaktiven System 4 zur veränderlichen Einstellung der Dämpfungscharakteristik eingestellt wird. Auf diese Weise kann das aktive Referenzsystem 1 durch das Ersatzsystem 2 nachgebildet werden. Als Ausgangsgröße sind in Fig. 1 beispielhaft eine Kraft  $F_R$  für das Referenzsystem 1 bzw.  $F_S$  für das semiaktive System 4 eingetragen, wobei diese Kräfte bei optimaler Umsetzung identisch oder nahezu identisch sind.

Das in Fig. 2 in der linken Bildhälfte dargestellte Referenzsystem 1 mit einem aktiven Feder-Dämpfer-System umfasst ein passives Federelement 5 mit der Federkonstante  $c$ , ein mit dem Federelement 5 in Reihe geschaltetes aktives Stellglied 6 mit Stellgröße  $u$  und ein passives Dämpfungselement 7 mit Dämpfungskonstante  $d$ , welches parallel sowohl zum Federelement 5 als auch zum Stellglied 6 geschaltet ist. Das Referenzsystem 1 ist als aktives Federbein ausgeführt, über das ein Fahrzeuggrad 8 eines Fahrzeugs mit dem Fahrzeugaufbau zu verbinden ist. Auf das Referenzsystem 1 wirkt die Kraft  $F_R$ ; mit  $z$  ist der Hub des Federbeins bezeichnet, welcher die Zustandsgröße des Systems darstellt.



Das aktive Referenzsystem 1 wird durch das semiaktive Ersatzsystem 2 ersetzt. Das Ersatzsystem 2 besteht aus einem passiven Federelement 5 und einem hierzu parallel geschalteten, aktiven Dämpfungselement 9, dessen Dämpfungsgröße  $d_u$  zur Veränderung der Dämpfungseigenschaft des Dämpfungselements einstellbar ist. Auch das Ersatzsystem 2 ist als Federbein ausgeführt, auf das die Kraft  $F_s$  wirkt. Der Hub ist ebenfalls mit  $z$  bezeichnet, er nimmt auch im Ersatzsystem 2 die Funktion einer Zustandsgröße ein.

Die auf das Referenzsystem 1 einwirkende Kraft  $F_R$  kann in allgemeiner Weise gemäß der Beziehung

$$F_R = -f(z, \dot{z}, u, \dot{u})$$

als Funktion  $f$  der Zustandsgröße  $z$ , der zeitlichen Ableitung  $\dot{z}$  der Zustandsgröße, der Stellgröße  $u$  und der zeitlichen Ableitung  $\dot{u}$  der Stellgröße beschrieben werden.

Die auf das Ersatzsystem 2 wirkende Kraft  $F_s$  kann bei der in Fig. 2 dargestellten Realisierung des Ersatzsystems 2 mit den Beziehungen

$$F_s = -c \cdot z - d_u \cdot \dot{z}$$

$$d_u = \frac{-c \cdot z + f(z, \dot{z}, u, \dot{u})}{\dot{z}}$$

beschrieben werden, wobei  $c$  die Federkonstante des passiven Federelements 5 (identisch mit der Federkonstante bzw. dem Federelement 5 des Referenzsystems 1),  $d_u$  die veränderliche Dämpfungsgröße des einstellbaren Dämpfungselements 7 und

$f(z, \dot{z}, u, \dot{u})$  die aus dem Referenzsystem 1 bekannte Funktion bezeichnet.

Um zu vermeiden, dass bei einem nulldurchgang der zeitlichen Ableitung  $\dot{z}$  der Zustandsgröße die Dämpfungsgröße  $d_u$  gegen Unendlich geht, wird eine Näherungsfunktion für die Dämpfungsgröße  $d_u$  eingeführt:

$$d_u \approx \frac{\dot{z}}{\lim_{\dot{z}^2 \rightarrow \nu} [\dot{z}^2]} \{ -c \cdot z + f(z, \dot{z}, u, \dot{u}) \} .$$

Hierin bezeichnet  $\lim_{\dot{z}^2 \rightarrow \nu} [\dot{z}^2]$  das zulässige Intervall, innerhalb dem sich das Geschwindigkeitsquadrat der Zustandsgröße bewegen darf, wobei als untere, zulässige Grenze ein Grenzwert  $\nu$  vorgegeben wird, der beispielsweise  $\left(0.001 \frac{m}{s}\right)^2$  beträgt, wohingegen das Intervall nach oben offen ist. Die Stellgröße  $u$  bzw. die zeitliche Ableitung  $\dot{u}$  der Stellgröße wird in einer Regel- und Steuereinheit entsprechend einer hinterlegten Regel- bzw. Berechnungsvorschrift ermittelt.

Um zu gewährleisten, dass niederfrequente und quasistationäre Anteile nicht in die Umrechnung für die Dämpfungsverstellung des Ersatzsystems eingehen, kann die Stellgröße  $u$  in der Regel- und Steuereinheit einer Hochpassfilterung gemäß der Beziehung

$$u_{HP} = \frac{T_{HP} \cdot \dot{u}}{T_{HP} \cdot \dot{u} + u}$$

unterzogen werden, wobei mit  $T_{HP}$  ein Verstärkungsfaktor gemäß dem Zusammenhang

$$T_{HP} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f_{HP}}$$

bezeichnet wird.  $f_{HP}$  bedeutet die Eckfrequenz des Hochpassfilters. Die Hochpass-gefilterte Stellgröße  $u_{HP}$  fließt in die Ermittlung der Dämpfungsgröße  $d_u$  ein.

Im Beispielsfall gemäß Fig. 2 berechnet sich die auf das Referenzsystem 1 einwirkende Kraft  $F_R$  gemäß dem Zusammenhang

$$F_R = -f = -d \cdot \dot{z} - c(z - u) \quad .$$

Die veränderliche Dämpfungsgröße  $d_u$  ergibt sich hiermit zu

$$d_u = \frac{-c \cdot z + f}{\dot{z}} = d - \frac{c \cdot u}{\dot{z}}$$

bzw. unter Anwendung der Näherungsfunktion zu

$$d_u \approx d - \frac{c \cdot u \cdot \dot{z}}{\lim_{\substack{\uparrow \\ \downarrow}} [z^2]} \quad .$$

Bei dem Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 3 umfasst das aktiv einstellbare Referenzsystem 1 ein passives Federelement 5 mit der Federkonstanten  $c$ , ein parallel zum passiven Federelement geschaltetes passives Dämpfungselement 7 mit der Dämpfungskonstanten  $d$  und ein mit beiden Elementen in Reihe geschaltetes Stellglied 6 mit der Stellgröße  $u$ . Die Funktion  $f$  des Referenzsystems kann gemäß dem Zusammenhang

$$f = d(\dot{z} - \dot{u}) + c(z - u)$$

beschrieben werden, wobei in diese Beziehung nun auch die zeitliche Ableitung  $\dot{u}$  der Stellgröße einfließt. Damit ergibt sich die einstellbare Dämpfungsgröße  $d_u$  des Dämpfungselements 9 des Ersatzsystems 2 zu

$$d_u = \frac{-c \cdot z + f}{\dot{z}} = d - \frac{d \cdot \dot{u} + c \cdot u}{\dot{z}}$$

bzw. als Näherungsfunktion zu

$$d_u \approx d - \frac{(d \cdot \dot{u} + c \cdot u) \dot{z}}{\lim_{\nu \rightarrow \infty} [\dot{z}^2]_{\nu}} .$$

In Fig. 4 ist als Feder-Dämpfer-System ein hydropneumatisches Federbein in einem Fahrzeug dargestellt, das prinzipiell den gleichen Aufbau wie das System aus Fig. 3 aufweist. Das in der linken Bildhälfte gezeigte aktive hydropneumatische Referenzsystem 1 weist ein hydraulisches Stellglied 6 auf, welches über einen zuführbaren bzw. ableitbaren Ölvolumenstrom  $Q_{AHP}$  zu regulieren ist, wodurch die Kraft  $F_R$  einzustellen ist. Der Ölvolumenstrom  $Q_{AHP}$  ist proportional zur ersten Ableitung  $\dot{u}$  der Stellgröße:

$$\dot{u} = \frac{Q_{AHP}}{A_{HK}} ,$$

wobei  $A_{HK}$  die Hauptkammerfläche des als Verdränger ausgeführten Stellglieds 6 bezeichnet. Für die Stellgröße  $u$  besteht der Zusammenhang:

$$u = \frac{1}{A_{HK}} \int Q_{AHP} dt .$$

Die Hydraulikkammer des Stellgliedes 6 kommuniziert über eine Leitung 11, in der ein als Konstantdrossel ausgeführtes passives Dämpfungselement 7 angeordnet ist, mit dem ebenfalls passiv ausgeführten, als hydropneumatischer Federspeicher ausgeführten Federelement 5, das eine Pneumatikkammer mit dem Volumen  $V_{FS}$  und dem darin herrschenden Gas- bzw. Federspeicherdruck  $p_{FS}$  aufweist. Das hydropneumatische Federelement 5 ermöglicht ein vertikales Federn des Federbeins, die Konstantdrossel 7 mit der Dämpfungskonstante  $d$  erzeugt eine zum Volumenstrom  $Q_D$  durch die Drossel proportionale Dämpfungskraft. Die auf das Referenzsystem 1 einwirkende Kraft  $F_R$  wird durch die Gleichung

$$F_R = -f = d \left( \dot{z} + \frac{1}{A_{HK}} Q_{AHP} \right) + c \left( z + \frac{1}{A_{HK}} \int Q_{AHP} dt \right)$$

beschrieben.

Bei dem in der rechten Bildhälfte der Fig. 4 dargestellten Ersatzsystem wird kein Ölvolumenstrom in das System eingeleitet oder abgeführt, sondern nur zwischen den Komponenten des Systems umgeleitet. Vorgesehen ist ein passiver Verdränger 10, an dem das Fahrzeugrad 8 angebracht ist. In der Leitung 11 zwischen dem Verdränger 10 und dem hydropneumatischen Federelement 5 ist das als verstellbare Drossel ausgeführte Dämpfungselement 9 mit der einstellbaren Dämpfungsgröße  $d_u$  angeordnet, die mittels einer geeigneten, auf die Drossel einwirkenden Stelleinheit unter Gleichsetzung der oben aufgeführten Beziehung für die Kraft  $F_R$  im Referenzsystem 1 und der Kraft  $F_S$  im semiaktiven Ersatzsystem 2 gemäß der Beziehung

$$d_u \approx d + \frac{\dot{z}}{\lim_{\nu \rightarrow \infty} [z^2]_\nu} \left( d \frac{1}{A_{HK}} Q_{AHP} + c \frac{1}{A_{AH}} \int Q_{AHP} dt \right)$$

einzustellen ist.

Die Federsteifigkeit  $c$  des hydropneumatischen Federelements 5 kann bei einem bekannten Referenzdruck  $p_0$  und einer bekannten Federsteifigkeit  $c_0$  bei diesem Referenzdruck als Funktion des Drucks  $p_{FS}$  im Gasspeicher des Federelements 5 und des Isentrophenexponenten  $k$  des Gases im Gasspeicher gemäß der Beziehung

$$c = \left( \frac{p_{FS}}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} c_0$$

berechnet werden.

Bei dem Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 5 sind sowohl das aktiv einstellbare Referenzsystem 1 als auch das semiaktive Ersatzsystem 2 jeweils als Subsystem innerhalb eines Gesamtsystems ausgeführt, wobei jedes Subsystem parallel zu einem zusätzlichen, passiven Federelement 12 mit der Federkonstanten  $c_2$  geschaltet ist. Das Subsystem des Referenzsystems 1 ist mit demjenigen des Ausführungsbeispiels aus Fig. 3 identisch; dementsprechend kann die Funktion  $f$  des Referenz-Subsystems gemäß dem Zusammenhang

$$f = d(\dot{z} - \dot{u}) + c_1(z - u)$$

beschrieben werden, wobei mit  $c_1$  die Federkonstante des passiven Federelements 5 innerhalb des Referenz-Subsystems 1 bezeichnet ist. Die Dämpfungsgröße  $d_u$  des Dämpfungselements 9 im Ersatz-Subsystem 2 ergibt sich hiermit zu

$$d_u = d - \frac{d \cdot \dot{u} + c_1 \cdot u}{\dot{z}} \approx d - \frac{(d \cdot \dot{u} + c_1 \cdot u) \dot{z}}{\lim_{\nu \rightarrow \infty} [\dot{z}^2]_{\nu}} .$$

Bezogen auf das Gesamtsystem kann die Gesamtkraft  $F_G$  des Referenzsystems mit

$$F_G = -d(\dot{z} - \dot{u}) - c_1(z - u) - c_2 \cdot z$$

und des Ersatzsystems mit

$$F_G = -d_u \cdot \dot{z} - (c_1 + c_2)z = -d_u \cdot \dot{z} - c^* \cdot z$$

angegeben werden, wobei  $c^*$  eine Ersatzsteifigkeit für das Gesamt-Ersatzsystem bezeichnet.

Patentansprüche

1. Einstellbares Feder-Dämpfer-System in einem Fahrzeug, mit einem Federelement (5) und einem parallel geschalteten Dämpfungselement (9), wobei eines der Elemente verstellbar ausgeführt ist,  
 dadurch gekennzeichnet,  
 dass zur Realisierung eines semiaktiven Systems (4) das Federelement (5) passiv und das Dämpfungselement (9) mit veränderlich einstellbarer Dämpfungscharakteristik ausgeführt ist und das semiaktive System (4) gemäß dem Kraftverlauf ( $F_s$ )

$$F_s = -c \cdot z - d_u \cdot \dot{z}$$

beschreibbar ist, wobei

$c$  eine Federkonstante des passiven Federelements (5)

$d_u$  eine veränderlich einstellbare Dämpfungsgröße

$z$  eine Zustandsgröße des Systems

$\dot{z}$  die zeitliche Ableitung der Zustandsgröße

bezeichnet, und dass das Dämpfungselement (9) in der Weise eingestellt wird, dass die Dämpfungsgröße ( $d_u$ ) zumindest näherungsweise der Beziehung

$$d_u = \frac{-c \cdot z + f(z, \dot{z}, u, \dot{u})}{\dot{z}}$$

folgt, wobei

$u$  eine Stellgröße

$\dot{u}$  die zeitliche Ableitung der Stellgröße

$f$  eine bekannte Funktion



bezeichnet, die Funktion ( $f$ ) aus einem aktiv einstellbaren Referenzsystem (1) mit verstellbarem Stellglied (6) bekannt ist und der Kraftverlauf ( $F_R$ ) des Referenzsystems (1) gemäß der Beziehung

$$F_R = -f(z, \dot{z}, u, \dot{u})$$

beschreibbar ist, wobei die Stellgröße ( $u$ ) bzw. die zeitliche Ableitung ( $\dot{u}$ ) der Stellgröße des verstellbaren Stellglieds (6) gemäß einem hinterlegten mathematischen Zusammenhang in einer Regel- und Steuereinheit ermittelbar ist.

2. Feder-Dämpfer-System nach Anspruch 1,  
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,  
dass die Dämpfungsgröße ( $d_u$ ) gemäß der Näherungsfunktion

$$d_u \approx \frac{\dot{z}}{\text{limit}[\dot{z}^2]_v^\infty} \{ -c \cdot z + f(z, \dot{z}, u, \dot{u}) \}$$

eingestellt wird, wobei  $\text{limit}[\dot{z}^2]_v^\infty$  die untere, zulässige Grenze ( $v$ ) sowie die obere Grenze ( $\infty$ ) für das Geschwindigkeitsquadrat der Zustandsgröße ( $z$ ) bezeichnet.

3. Feder-Dämpfer-System nach Anspruch 1 oder 2,  
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,  
dass die Federsteifigkeit ( $c$ ) des passiven Federelements (5) im Falle einer Gasfeder der Beziehung

$$c = \left( \frac{p_{FS}}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} c_0$$

folgt, worin

$p_0$       einen Referenzdruck  
 $c_0$       die Federsteifigkeit bei dem Referenzdruck  
 $p_{FS}$      den Druck im Gasspeicher des Federelements (5)  
 $k$         den Isentropenexponenten des Gases im Gasspeicher  
 bezeichnet.

4. Feder-Dämpfer-System nach einem der Ansprüche 1 bis 3,  
 d a d u r c h   g e k e n n z e i c h n e t ,  
 dass im Falle eines aktiv einstellbaren Referenzsystems (1),  
 das ein passives Federelement (5), ein mit dem passiven Fe-  
 derelement (5) in Reihe geschaltetes Stellglied (6) und ein  
 parallel zum passiven Federelement (5) und dem Stellglied (6)  
 geschaltetes passives Dämpfungselement (7) umfasst und durch  
 die Funktion

$$f = d \cdot \dot{z} + c(z - u)$$

beschreibbar ist, die Dämpfungsgröße ( $d_u$ ) des einstellbaren  
 Dämpfungselements (9) gemäß der Beziehung

$$d_u = \frac{-c \cdot z + f}{\dot{z}} = d - \frac{c \cdot u}{\dot{z}}$$

eingestellt wird.

5. Feder-Dämpfer-System nach einem der Ansprüche 1 bis 4,  
 d a d u r c h   g e k e n n z e i c h n e t ,  
 dass im Falle eines aktiv einstellbaren Referenzsystems (1),  
 das ein passives Federelement (5), ein parallel zum passiven  
 Federelement (5) geschaltetes passives Dämpfungselement (7)  
 und ein mit beiden Elementen (5, 7) in Reihe geschaltetes  
 Stellglied (6) umfasst und durch die Funktion

$$f = d(\dot{z} - \dot{u}) + c(z - u)$$

beschreibbar ist, die Dämpfungsgröße ( $d_u$ ) des einstellbaren Dämpfungselements (9) gemäß der Beziehung

$$d_u = \frac{-c \cdot z + f}{\dot{z}} = d - \frac{d \cdot \dot{u} + c \cdot u}{\dot{z}}$$

eingestellt wird.

6. Feder-Dämpfer-System nach Anspruch 5,  
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,  
dass zur Realisierung eines semiaktiven, hydropneumatischen Federbeins als verstellbares Dämpfungselement (9) eine einstellbare Drossel vorgesehen ist, die in einer Leitung (11) zwischen einem Verdränger (10) und der Hydraulikseite eines hydropneumatischen Federspeichers als Federelement (5) angeordnet ist, wobei durch Verstellung der Drossel die Dämpfungsgröße ( $d_u$ ) einstellbar ist.

7. Feder-Dämpfer-System nach Anspruch 6,  
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,  
dass die erste Ableitung ( $\dot{u}$ ) der Stellgröße proportional zu einem Ölvolumenstrom ( $Q_{AHP}$ ) durch das einstellbare Stellglied (6) des Referenzsystems (1) ist:

$$\dot{u} = \frac{Q_{AHP}}{A_{HK}} ,$$

wobei

$A_{HK}$  die Hauptkammerfläche des Verdrängers (10) bezeichnet.

8. Feder-Dämpfer-System nach einem der Ansprüche 1 bis 7,  
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,  
dass die Stellgröße ( $u$ ) in der Regel- und Steuereinheit gemäß  
der Beziehung

$$u_{HP} = \frac{T_{HP} \cdot \dot{u}}{T_{HP} \cdot \dot{u} + u}$$

Hochpass-gefiltert wird, wobei

$T_{HP}$  einen Verstärkungsfaktor  
bezeichnet, der gemäß dem Zusammenhang

$$T_{HP} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f_{HP}}$$

ermittelt wird, worin

$f_{HP}$  die Eckfrequenz des Hochpassfilters  
bezeichnet.

9. Einstellbares Feder-Dämpfer-System in einem Fahrzeug, mit  
einem Federelement (5) und einem parallel geschalteten Dämp-  
fungselement (9), wobei eines der Elemente verstellbar ausge-  
führt ist,

d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,

dass zur Realisierung eines semiaktiven Systems (4) das Fe-  
derelement (5) passiv und das Dämpfungselement (9) mit verän-  
derlich einstellbarer Dämpfungscharakteristik ausgeführt ist  
und das semiaktive System (4) gemäß eines in Abhängigkeit ei-  
ner die Federkonstante ( $c$ ) des passiven Federelements (5) be-  
schreibenden Größe und/oder einer eine veränderlich einstell-  
bare Dämpfungsgröße ( $d_v$ ) beschreibenden Größe und/oder einer  
eine Zustandsgröße ( $z$ ) des Systems beschreibenden Größe  
und/oder einer die zeitliche Ableitung ( $\dot{z}$ ) der Zustandsgröße

beschreibenden Größe darstellbaren Kraftverlaufs ( $F_s$ ) beschreibbar ist und dass das Dämpfungselement (9) in der Weise eingestellt wird, dass die Dämpfungsgröße ( $d_u$ ) zumindest näherungsweise einer in Abhängigkeit der die Federkonstante ( $c$ ) des passiven Federelements (5) beschreibenden Größe und/oder einer Stellgröße ( $u$ ) und/oder einer die zeitliche Ableitung ( $\dot{u}$ ) der Stellgröße beschreibenden Größe und/oder der die Zustandsgröße ( $z$ ) des Systems beschreibenden Größe und/oder der die zeitliche Ableitung ( $\dot{z}$ ) der Zustandsgröße beschreibenden Größe darstellbaren Beziehung folgt, wobei dieser Beziehung eine Funktion ( $f$ ) zugrunde liegt, die aus einem aktiv einstellbaren Referenzsystem (1) mit verstellbarem Stellglied (6) bekannt ist und der Kraftverlauf ( $F_R$ ) des Referenzsystems (1) gemäß einer in Abhängigkeit der Stellgröße ( $u$ ) und/oder der die zeitliche Ableitung ( $\dot{u}$ ) der Stellgröße beschreibenden Größe und/oder der die Zustandsgröße ( $z$ ) des Systems beschreibenden Größe und/oder der die zeitliche Ableitung ( $\dot{z}$ ) der Zustandsgröße beschreibenden Größe darstellbaren Beziehung beschreibbar ist, wobei die Stellgröße ( $u$ ) und/oder die die zeitliche Ableitung ( $\dot{u}$ ) der Stellgröße beschreibende Größe des verstellbaren Stellglieds (6) gemäß einem hinterlegten mathematischen Zusammenhang in einer Regel- und Steuereinheit ermittelbar ist.

1/2

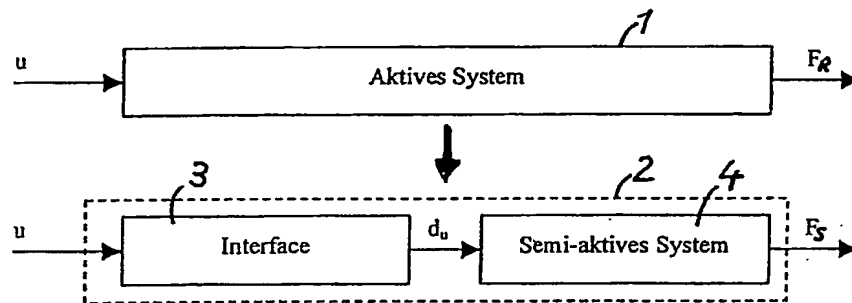


Fig. 1

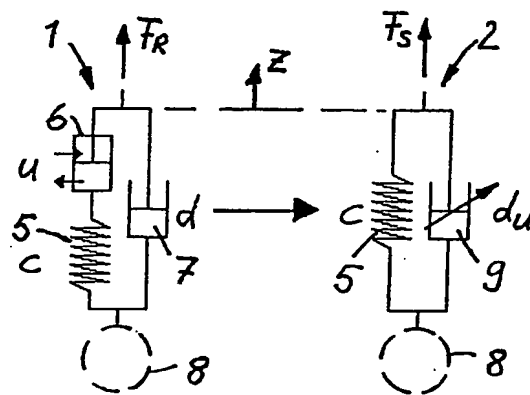
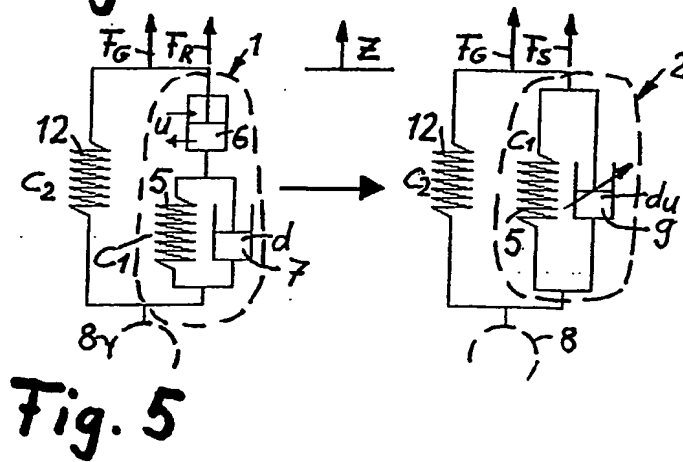
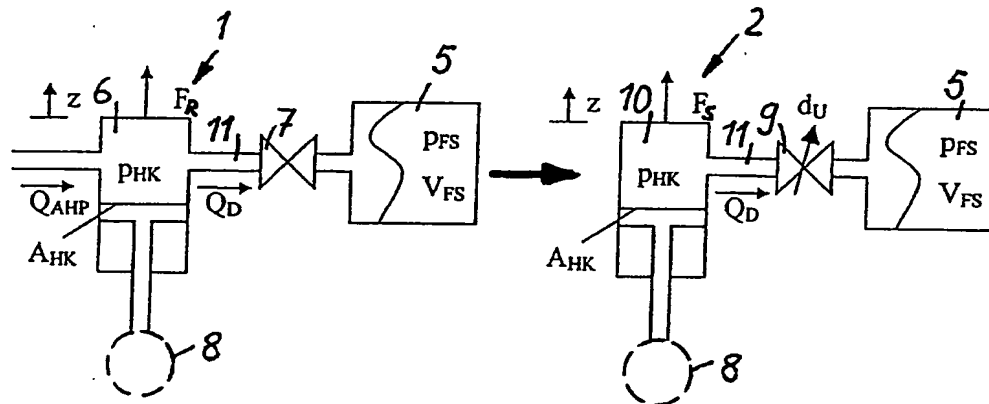
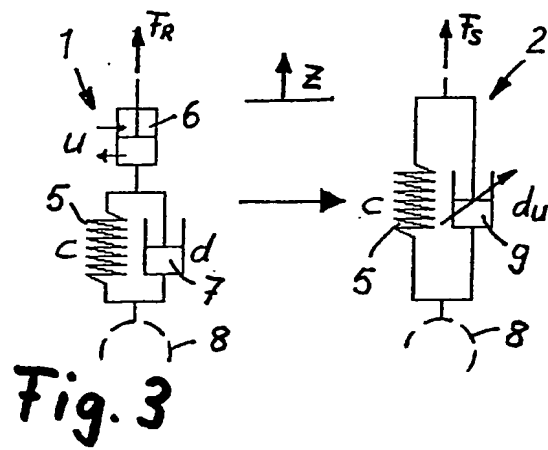


Fig. 2

2/2



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning Operations and is not part of the Official Record.**

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☒ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☒ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☒ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☒ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

### **IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**